

REMARKS

Claims 10, 11, 16-20 and 24-29 remain in this application.

By this amendment the word "side" has been inserted into each of claims 27-29, thus correcting the language pointed out by the examiner as being indefinite.

The changes made to the specification are not new matter

In the Office action the examiner objected to the changes made to paragraphs 25 and 28 of the specification as being new matter. The changes were made because, as originally filed, the language of these paragraphs included two instances which mistakenly indicated that the figures show the nozzle needle at its "opening" and/or "upper" position. An inspection of figures 1 and 2 clearly reveals that the nozzle needle is shown in its lowest position in these figures. In both of these figures, because it is shown in engagement with valve seat 28, the valve is closed and the nozzle needle cannot go lower. Both figures show the nozzle needle 21 in a down position, clearly engaging the valve seat 28.

With regard to paragraph 25, clearly figure 1 shows the nozzle needle in its "closed" position and not its "opening" position. This corrected wording is supported in line 3 of paragraph 25 wherein it is stated that the closing direction is indicated by arrow 49, shown in both figures 1 and 2 to be downward. To move to its open position, it cannot move downwardly from the position shown in figure 1, but rather has to move upwardly. Paragraph 28 further supports this wherein it states "an opening force (in the direction of arrow 35)."

Paragraph 28 goes even further in describing the operation, wherein in lines 3-10 it is indicated that operation of the piezoelectric actuator 16 pushes downwardly on booster piston

32, which in turn increases the pressure in control chamber 42 and causes the nozzle needle to assume its upper, or open position. In context the phrase in line 10, "seen in the drawings" is clearly incorrect, and so the language "which is above its position as" was added so that paragraph 28 gives an accurate statement of the operation of the invention and accurately reflects the structure which is shown in the figures.

Thus clearly the changes which have been made to paragraphs 25 and 28 merely revises the language so that it correctly describes the structure as shown in figures 1 and 2. These changes to the language of paragraphs 25 and 28 are clearly supported by the language which was already present in these paragraphs.

**The examiner's characterization of the prior art
used to reject the claims is inaccurate**

In the Office action the examiner rejected claims 10, 11, 16-20 and 24-29 as anticipated by Kappel et al, DE 4306073.

The examiner indicated as part of his 102 rejection, close to the bottom of page 3 of the Office action, that SP is the fuel supply in Kappel et al. But this is not correct. In Kappel et al the fuel supply is at KRZ. And further, as becomes clear from the translation below, seal SD in Kappel et al maintains the fuel completely separate from chambers KA1, KA2, and KA3. In Kappel et al SP is a storage means for a hydraulic fluid, which is entirely different from being a supply for the fuel. In fact, as shown in figure 9 of Kappel et al, the reservoir of hydraulic fluid can be oil from the engine and not fuel for the engine.

In support of applicants' position a translation has been made of three sections of the

specification of Kappel et al, including the following: column 4, lines 5-28, column 6, lines 13-38, and column 7, lines 18-46. Enclosed is the English translation of these sections for German Patent DE 43 06 073 C1, which was filed on February 26, 1993, and a statement that the translation is accurate. The translation of these sections follow immediately on this page and the next in italics:

Translation of Selected Portions of German Patent DE 43 06 073 C1

Column 4, Lines 5-28:

The fuel flows via the fuel inlet KRZ to the injection opening EO. For terminating the injection event, the piezoelectric stack P is electrically discharged. By means of hydraulic forces, the valve needle VN is thereupon supported by the spiral spring RF, pressed again against the sealing seat DS, and the valve is closed. The spiral compression spring RF additionally assures that the valve is closed in the non-triggered state. The hydraulic drive shown in Fig. 1 is distinguished by a compact design. The stroke transformation and the reversal of the direction of motion are coupled in a simple way with the adaptive tolerance compensation. The hydraulic region is fully encapsulated and is separated from the fuel circuit by a sealed valve tappet leadthrough SD. To compensate for small hydraulic oil losses, a hydraulic oil reservoir should be integrated into the drive. Moreover, for suppressing cavitation effects, it is practical to put the hydraulic fluid at static overpressure. This purpose is served by the pressure reservoir SP. In addition, in the region of the reciprocating piston HK in which the spiral spring RF is located, there should be a compensation volume KA2 for the fluid positively displaced by the reciprocating piston HK.

Column 6, Lines 13-38:

To compensate for temperature-caused changes in volume of the hydraulic fluid in order to compensate for leakage losses and to prevent cavitation, in addition to incorporating a pressure reservoir SP into one of the hydraulic chambers, at least one of the hydraulic chambers KA1 or KA3 may communicate with a pressure oil reservoir via a strong flow resistance. For dimensioning the flow resistance required for this, the same criteria apply as

for the tolerance compensation; that is, the resistance should be adapted to the viscosity of the hydraulic fluid in such a way that the maximum opening durations are attained over the entire operating temperature range, and the dynamics of the drive are unimpaired. Such a communication can be established for instance by means of a small radial housing bore GB in the region of the compression piston sealing face or running face. The pressure oil circuit for the engine, which is present anyway, serves as the oil reservoir. It is also possible to realize the pressure oil with the aid of a small closed container with an integrated pressure reservoir or the like; such a container may also be integrated directly into the valve housing GH. Low-inertia gas pressure reservoirs, of the kind well known in the professional literature, are especially advantageous for this use.

Column 7, Lines 18-46:

To avoid compression effects, the chamber KA4 formed by the compression piston stage and the housing GH must be made to communicate again with a pressure reservoir SP or, via the pressure oil connection ZD, with the engine pressure. This pressure reservoir SP can be integrated with the valve housing GH or with the chamber KA4, or it can be realized in the manner shown in Fig. 9, with the aid of an external compensation container. If the pressure reservoir SP is designed with a small volume, in the form of a compression spring, an additional connection is expedient. Given a sufficient pressure reservoir volume designed for the sake of the service life of the drive, the external pressure oil connection may also be omitted. The dimensioning of the pressure reservoir volume depends primarily on the tightness of the valve tappet leadthrough SD and on the absolute chamber volumes of KA1, KA2, KA3 and KA4. Because of the identical transformation conditions, the internal pressure reservoir SP, which is otherwise unavoidable in one of the hydraulic chambers, can be dispensed with.

In the hydraulic drive presented above, fuel can also be used as a hydraulic medium. As a result, substantial simplifications in construction are possible, for instance for the valve tappet leadthrough SD. With increasing vapor pressure or a decreasing boiling point of the fuel or of the hydrocarbon compounds contained in it, the static internal operating pressure of the drive must be increased accordingly.

Among the distinctions between the Kappel et al reference and the structure as recited in claim 10 of the present invention, in claim 10 the piezoelectric actuator is centered in an annular chamber 17, the inner chamber 31 communicates with the annular chamber 17, and **both of the annular chamber 17 and the inner chamber 31 are subjected to fuel at injection pressure.** As a result, the piezoelectric actuator and part of the booster piston 31 are surrounded by fuel at injection pressure.

In the Kappel et al reference, as can be seen from the above translated sections, fuel is supplied by means of KRZ and is delivered at injection pressure **only** to the nozzle needle pressure chamber that surrounds the nozzle needle. Fuel is kept entirely away from the annular chamber and inner chamber by means of seal (SD).

Chamber KA3 of Kappel et al is not filled by fuel at injection pressure, but rather is filled by hydraulic oil from a separate hydraulic supply GB, and/or accumulator SP, see Kappel et al for example at figure 9, or other figures where SP is some other form of oil storage means. In Kappel et al, chamber KA3 is not supplied with fuel and is not at injection pressure, as is recited for applicants' chamber 31 in claim 10.

And in even further distinction to the structure recited in claim 10, the chamber KA2 in Kappel et al, which corresponds to the inner chamber 31 in the present invention, is filled from the chamber KA3 via the conduit BH. Consequently, the chamber KA2 is likewise not subjected to fuel at injection pressure. Thus in Kappel et al the piezoelectric actuator P and the chamber KA2 are not subjected to fuel at injection pressure. These chambers are supplied

with hydraulic fluid via bore GB. This is entirely contrary to applicants' claim 10 where **fuel** is supplied to these areas at **injection** pressure.

Thus clearly the reference to Kappel et al does not teach, or in any way make obvious, the structure which is recited in present independent claim 10, nor in the claims which depend on claim 10.

In the Office action the examiner added a rejection of claims 10, 16, 17, 28 and 29 as unpatentable over Kappel et al in view of Bart and Fuessner. But these additional references to Bart and Fuessner do not add any structure which, as pointed out above, is missing from the base reference to Kappel et al.

Bart, as recited by the examiner, teaches a compression spring concentrically surrounding a booster piston and braced by a collar of the booster piston. But this has nothing whatsoever to do with the structure which, as pointed out above, is lacking from the Kappel et al reference. More particularly, this teaching from Bart does not supply any hint of supplying the annular chamber which surrounds the piezoelectric actuator with fuel from the fuel supply, and certainly not fuel at the injection pressure. Nor does this reference to Bart in any way teach that the inner chamber 31 should communicate with the annular chamber. Accordingly there is no way that the reference to Bart can be considered as supplying the teachings which are missing from the base reference to Kappel et al, and thus make for a proper rejection of the claims of this application.

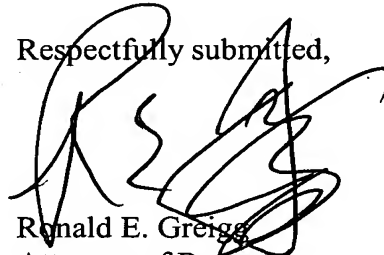
Likewise, the reference to Fuessner does not teach anything which makes obvious these features which distinguish the claimed structure from Kappel et al. In particular, while

Appl. No. 10/559,710
Amdt. dated September 21, 2007
Reply to FINAL OA of July 9, 2007

Fuessner might show the use of a union nut, this is not a teaching of supplying the annular chamber, which surrounds the piezoelectric actuator, with fuel which is at injection pressure. And Fuessner does not supply any teaching of an inner chamber, such as applicants' chamber 31, and certainly Fuessner does not have any teaching of filling such inner chamber with fuel from the annular chamber.

For the above reasons applicants believe that claim 10 patentably distinguishes over all of the cited prior art, and that all of the examiner objections and rejections have been overcome. Accordingly, entry of this amendment and allowance of all of the claims are courteously solicited.

Respectfully submitted,



Ronald E. Greigg
Attorney of Record
Registration No. 31,517
CUSTOMER NO. 02119

GREIGG & GREIGG, P.L.L.C.
1423 Powhatan Street, Suite One
Alexandria, VA 22314
Tel. (703) 838-5500
Fax. (703) 838-5554

REG/SLS/hhl

Attachments:

Translator's Declaration

Translation of Selected Portions of German Patent DE 43 06 073 C1

German Patent DE 43 06 073 C1

J:\Bosch\R305558\Reply to 7-9-07 FINAL OA.wpd



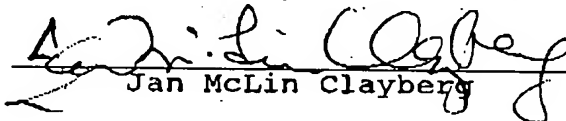
September 20, 2007

DECLARATION

The undersigned, Jan McLin Clayberg, having an office at 5316 Little Falls Road, Arlington, VA 22207-1522, hereby states that she is well acquainted with both the English and German languages and that the attached is a true translation to the best of her knowledge and ability of selected portions of

German Patent DE 43 06 073 C1 of Kappel et al., filed February 26, 1993 and published June 1, 1994. The portions translated are column 4, lines 5-28; column 6, lines 13-38; and column 7, lines 18-46.

The undersigned further declares that the above statement is true; and further, that this statement was made with the knowledge that willful false statements and the like so made are punishable by fine or imprisonment, or both, under Section 1001 of Title 18 of the United States Code and that such willful false statements may jeopardize the validity of the application or document or any patent resulting therefrom.


Jan McLin Clayberg

Translation of Selected Portions of German Patent DE 43 06
073 C1

Column 4, Lines 5-28:

The fuel flows via the fuel inlet KRZ to the injection opening EO. For terminating the injection event, the piezoelectric stack P is electrically discharged. By means of hydraulic forces, the valve needle VN is thereupon supported by the spiral spring RF, pressed again against the sealing seat DS, and the valve is closed. The spiral compression spring RF additionally assures that the valve is closed in the non-triggered state. The hydraulic drive shown in Fig. 1 is distinguished by a compact design. The stroke transformation and the reversal of the direction of motion are coupled in a simple way with the adaptive tolerance compensation. The hydraulic region is fully encapsulated and is separated from the fuel circuit by a sealed valve tappet leadthrough SD. To compensate for small hydraulic oil losses, a hydraulic oil reservoir should be integrated into the drive. Moreover, for suppressing cavitation effects, it is practical to put the hydraulic fluid at static overpressure. This purpose is served by the pressure reservoir SP. In addition, in the region of the reciprocating piston HK in which the spiral spring RF is located, there should be a compensation volume KA2 for the fluid positively displaced by the reciprocating piston HK.

Column 6, Lines 13-38:

To compensate for temperature-caused changes in volume of the

hydraulic fluid in order to compensate for leakage losses and to prevent cavitation, in addition to incorporating a pressure reservoir SP into one of the hydraulic chambers, at least one of the hydraulic chambers KA1 or KA3 may communicate with a pressure oil reservoir via a strong flow resistance. For dimensioning the flow resistance required for this, the same criteria apply as for the tolerance compensation; that is, the resistance should be adapted to the viscosity of the hydraulic fluid in such a way that the maximum opening durations are attained over the entire operating temperature range, and the dynamics of the drive are unimpaired. Such a communication can be established for instance by means of a small radial housing bore GB in the region of the compression piston sealing face or running face. The pressure oil circuit for the engine, which is present anyway, serves as the oil reservoir. It is also possible to realize the pressure oil with the aid of a small closed container with an integrated pressure reservoir or the like; such a container may also be integrated directly into the valve housing GH. Low-inertia gas pressure reservoirs, of the kind well known in the professional literature, are especially advantageous for this use.

Column 7, Lines 18-46:

To avoid compression effects, the chamber KA4 formed by the compression piston stage and the housing GH must be made to communicate again with a pressure reservoir SP or, via the pressure oil connection ZD, with the engine pressure. This pressure reservoir SP can be integrated with the valve housing GH or with the chamber KA4, or it can be realized in the manner shown in Fig. 9, with the aid of an external

compensation container. If the pressure reservoir SP is designed with a small volume, in the form of a compression spring, an additional connection is expedient. Given a sufficient pressure reservoir volume designed for the sake of the service life of the drive, the external pressure oil connection may also be omitted. The dimensioning of the pressure reservoir volume depends primarily on the tightness of the valve tappet leadthrough SD and on the absolute chamber volumes of KA1, KA2, KA3 and KA4. Because of the identical transformation conditions, the internal pressure reservoir SP, which is otherwise unavoidable in one of the hydraulic chambers, can be dispensed with.

In the hydraulic drive presented above, fuel can also be used as a hydraulic medium. As a result, substantial simplifications in construction are possible, for instance for the valve tappet leadthrough SD. With increasing vapor pressure or a decreasing boiling point of the fuel or of the hydrocarbon compounds contained in it, the static internal operating pressure of the drive must be increased accordingly.



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12 Patentschrift
10 DE 43 06 073 C 1

51 Int. Cl.⁵:
F 04 B 13/00
F 02 M 51/06
G 01 F 11/00
F 16 K 31/02

21 Aktenzeichen: P 43 06 073.0-15
22 Anmeldetag: 26. 2. 93
43 Offenlegungstag: —
45 Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 1. 6. 94

DE 43 06 073 C 1

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

73 Patentinhaber:
Siemens AG, 80333 München, DE

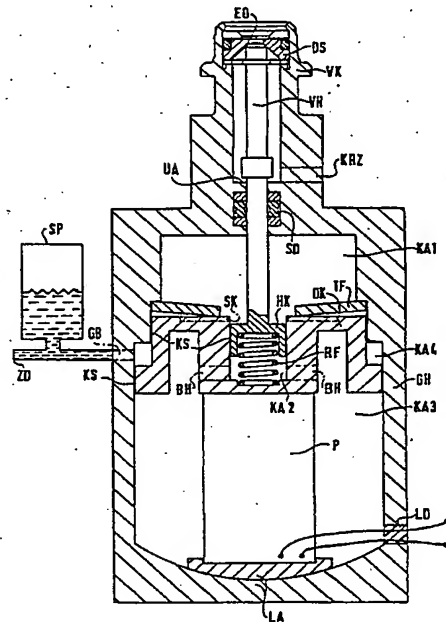
72 Erfinder:
Kappel, Andreas, Dipl.-Phys., 8000 München, DE;
Mock, Randolph, Dr., 8000 München, DE; Meixner,
Hans, Prof., 8013 Haar, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:

GB 21 93 386 A
EP 02 18 895 B1
EP 01 92 241 B1

54 Zumeßvorrichtung für Fluide

57 Der mit dem Piezoaktor (P) verbundene großflächige Druckkolben (DK) des nach innen öffnenden Einspritzventils bildet mit dem, in der Druckkolbenbohrung beweglich angeordneten kleinflächigen Hubkolben (HK) einen hydraulischen Transformator. Kleine Hübe und große Kräfte des Aktors (P) werden in, der Bewegungsrichtung des Aktors entgegengerichtete große Ventilhübe umgesetzt. Die Hydraulik-Kammern des Einspritzventils sind so angeordnet, daß auf der einen Seite des Hubkolbens (HK) Druckkräfte und gleichzeitig auf der anderen Seite des Hubkolbens (HK) Zugkräfte wirken. Die Hydraulikkammern sind über ein Drosselkanalsystem so miteinander verbunden, daß sich eine driftartige Verschiebung des Druckkolbens (DK) bzw. eine driftartige Elongation des Aktors (P) nicht auf die Stellung des Hubkolbens (HK) auswirkt.



DE 43 06 073 C 1

Beschreibung

In der europäischen Patentschrift EP 0 218 895 B1 wird ein Zumeßventil zur Dosierung von Flüssigkeiten oder Gasen beschrieben. Es dient als Einspritzventil für Kraftstoffeinspritzsysteme in Brennkraftmaschinen, wie direkt einspritzende Dieselmotoren und dergleichen. Ein unter der Wirkung einer Steuerspannung längenveränderlicher Piezostack, ist an seinem einen Ende mit der Ventilnadel und an seinem anderen Ende mit einem flüssigkeitsgefüllten Dämpfungsraum begrenzenden Dämpfungskolben verbunden, der in Ausrichtung des Piezostacks verschieblich geführt ist. Führt der Piezostack einen schnellen Arbeitshub aus, so bewirkt dies eine Verschiebung der Ventilnadel. Das Ventil öffnet nach außen. Bei kurzen Schaltzeiten des Piezostacks wird über den drosselnden Ringspalt, gebildet aus dem Spalt zwischen Dämpfungskolben und Dämpfungsraum keine Flüssigkeit aus dem Dämpfungsraum ausgeschoben. Der Dämpfungskolben stellt somit ein festes Widerlager dar. Auftretende Längenänderungen im Piezostack infolge zunehmender Temperatur im Motor werden hingegen durch den Dämpfungskolben ausgeglichen. Da keine Wegtransformation zwischen Piezostack und Ventilnadel stattfindet, begrenzt sich der Nadelhub auf die Längenänderung des Piezostacks. Diese liegt typisch bei ca. 20 µm.

In der GB 2 193 386 A wird ein piezoelektrischer Aktuator beschrieben. Es besteht die Möglichkeit, eine Einspritzmechanik, wie in der Schrift beschrieben, quer zum Aktuator anzubauen. Ein Piezostack drückt auf einen Balg, der innenseitig mit Hydrauliköl gefüllt ist. Da die Stempelfläche des Balgs größer als die Stirnseite des zu bewegenden Stößels ist, führt dieser einen größeren Hub als der Piezostack aus. Eine ungewollte Längenänderung des Piezostacks aufgrund von Temperaturschwankungen führt ebenso wie die gezielte Ansteuerung des Piezostacks zur Verschiebung des Stößels. Die Lage des Stößels ist somit nicht immer exakt definiert. Die Membran des Balgs wird während der Arbeitsbewegungen Eigenbewegungen quer zur Bewegungsrichtung des Stößels ausführen. Diese Tatsache wirkt sich begrenzend auf die maximal mögliche Arbeitsfrequenz des Ventils aus.

Für ein Bremssystem in Kraftfahrzeugen ist aus der EP 0 192 241 B1 ein piezoelektrisch angetriebenes Steuerventil bekannt. Das Ventil weist eine flüssigkeitsgefüllte Kammer auf, deren Druck mittels einem mit dem Piezoelement gekoppelten großflächigen ersten Kolben variiert werden kann. Eine schnelle Bewegung des ersten Kolbens baut einen Druck in der Druckkammer auf mit dem ein zweiter Kolben, welcher die Ventilöffnung bestimmt, bewegt wird. Dessen für den Druck wirksame Fläche ist kleiner als die des ersten Kolbens. Dies hat eine Vergrößerung des Hubs des zweiten Kolbens zur Folge. Die Druckkammer ist so konstruiert, daß eine thermische Ausdehnung des Piezoelements keine Auswirkung auf die Stellung des zweiten Kolbens hat. Kavitationseffekte, die bei der Dekompression der Hydraulikflüssigkeit entstehen, können nicht vermieden werden.

Der lineare Arbeitsbereich und die Dosiergenauigkeit eines Einspritzventils werden im allgemeinen durch die Angabe des Quotienten von maximaler zu minimaler Einspritzmenge, dem sog. Dynamikbereich gekennzeichnet. Dies ist der Bereich, in dem die Ventilcharakteristik von einer linearen Ausgleichsgeraden, z. B. um nicht mehr als 5% abweicht. Übliche elektromagnetisch

angetriebene Einspritzventile besitzen prinzipbedingt (Induktivität des Elektromagneten, bewegte Massen) kleine Dynamikbereiche in der Größenordnung von 5 bis 10, d. h. im linearen Arbeitsbereich sind bei maximalen Öffnungsdauern von 10 ms keine kürzeren Öffnungsdauern als 1 bis 2 ms möglich. Da die kleinste dosierbare Kraftstoffmenge durch die minimale Öffnungsdauer von 1 bis 2 ms gegeben ist, ist die Einhaltung der korrekten Luftzahl λ insbesondere in instationären Betriebszuständen des Motors, im Teillastbereich und im Leerlauf nicht möglich.

Die hierfür notwendige genaue Zumessung auch kleinster Kraftstoffmengen zur Ansaugluft erfordert ein nach innen öffnendes Einspritzventil mit einem erheblich größeren Dynamikbereich von 50 bis 100, d. h. ein Ventil mit extrem kurzen Öffnungs- und Schließzeiten im Bereich von 0,1 bis 0,2 ms. Zusätzlich ist der Ventilnadelhub von Störeinflüssen, wie Temperaturschwankungen zu befreien.

Die Aufgabe wird durch eine Vorrichtung gemäß dem Patentanspruch 1 gelöst.

Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind durch die in den Unteransprüchen angegebenen Merkmale gekennzeichnet.

Die durch die Erfindung erreichten Vorteile sind im wesentlichen darin zu sehen, daß durch eine exakte Kraftstoffdosierung und durch eine verbesserte Gemischbildung in Verbindung mit modernen Motormanagementkonzepten, die Abgasemission und der Kraftstoffverbrauch für Motoren erheblich verringert und das Betriebsverhalten generell verbessert werden können.

Durch Kombination schneller und kräftiger piezoelektrischer, magneto- oder elektrostriktiver Aktoren mit einem hydraulischen System, können kompakte, langhubige und dabei verschleißarme und betriebssichere Antriebe mit hohen dynamischen Eigenschaften realisiert werden. Ein derartiger Antrieb ermöglicht hohe Betriebsfrequenzen von $f > 500$ Hz und Öffnungs- und Schließzeiten von $t_{on}, t_{off} < 0,1$ ms. Er eignet sich, wie in den folgenden Ausführungsbeispielen dargestellt, u. a. zum Bau von sehr genau dosierenden Kraftstoffeinspritzventilen. Durch den sehr kurzen Öffnungs- bzw. Schließvorgang erfolgt ein sehr genau definierter Strahlauflauf bzw. Strahlablaß.

Im folgenden wird die Erfindung anhand der Zeichnungen näher erläutert.

Fig. 1 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines nach innen öffnenden Einspritzventils.

Fig. 2 zeigt das Einspritzventil mit einem in den Druckkolben integrierten Anschlag.

Fig. 3 zeigt ein nach dem push-pull Prinzip arbeitendes Ventil.

Fig. 4 zeigt das nach dem push-pull Prinzip arbeitende Ventil mit einer zwischen Druckkolben und Gehäuse angebrachten Dichtung.

Fig. 5 zeigt das nach dem push-pull Prinzip arbeitende Ventil, wobei die Dichtung hier zwischen Hubkolben und Druckkolben angebracht ist.

Fig. 6 entspricht Fig. 5 jedoch mit einer weiteren Dichtung zwischen Druckkolben und Gehäuse und einem weiteren Druckölanschluß.

Fig. 7 zeigt das Ventil mit hermetisch getrennten Kammern. Der Driftausgleich erfolgt über eine Bohrung an der Oberseite des Druckkolbens.

Fig. 8 entspricht Fig. 7, jedoch befindet sich hier die Driftausgleichsbohrung seitlich am Druckkolben.

Fig. 9 zeigt das Ventil im push-pull Prinzip, wobei das

den Hubtransformationfaktor bestimmende Verhältnis von Druckkolben- zu Hubkolbenfläche auf der der Kammer (KA1) zugewandten Seite gleich groß ist, wie das Verhältnis der Oberflächen auf der den Kammern (KA2) und (KA3) zugewandten Seite.

Wesentliche konstruktive Merkmale eines solchen in Fig. 1 dargestellten Kraftstoffeinspritzventils sind:

- die Verwendung eines hydraulischen Hubtransformatoren
- der als Antriebsselement dienende Piezoaktor, vorzugsweise ein Multilayer-Piezostack oder auch magnetostruktive oder elektrostruktive Aktoren,
- die Lagerung des Piezoaktors in einer Kugelscheiben/Kegelpfannenordnung,
- die mechanische Vorspannung des Piezostacks mit einer Tellerfeder,
- die gleichzeitige Verwendung der Tellerfeder als Rückstellelement für den Druckkolben,
- die Integration eines Toleranzausgleichmechanismus,
- die wirksame Unterdrückung von Kavitationseffekten in der Hydraulikflüssigkeit,
- die Art und Weise der Bewegungsrichtungsumkehr, d. h. antreibendes und angetriebenes Element bewegen sich in entgegengesetzte Richtungen,
- Integration der Hubkolbenzylinderbohrung in den Druckkolben.
- Maßnahmen zur Verhinderung der Vermischung von Hydrauliköl und Kraftstoff,
- der kompakte, axialsymmetrische und massearme Aufbau,
- die konvexe Krümmung der Kolbenaußenflächen,
- die Verwendung von Gasdruckspeichern.

Die Funktionsweise und der Aufbau eines solchen Ventils sind beispielhaft in Fig. 1 dargestellt. Als Antriebsselement dient ein kompakter piezoelektrischer Aktor P, der sich gehäuseseitig an einem Ausgleichlager LA abstützt und antriebsseitig auf einen Druckkolben DK wirkt. Die spezielle Kugelscheibenlagerung LA des Aktors soll auch bei Nichtparallelität der Aktorendflächen eine ganzflächige Anlage des Piezoaktors P am Druckkolben DK und am Gehäuselager LA sicherstellen, wodurch Hubeinbußen vermieden werden. Zum Zurückstellen des Druckkolbens DK und zur mechanischen Vorspannung des Piezostacks P dient eine zwischen Druckkolben DK und Gehäuse GH angebrachte starke Tellerfeder TF. Der Druckkolben DK bildet mit einer entsprechenden Zylinderbohrung des Gehäuses GH die Hydraulikkammer KA1. Die Hydraulikkammer KA2 wird durch die Bohrung im Druckkolben DK und den Hubkolben HK gebildet. Die durch die Ansteuerung des Piezostacks P auf den Druckkolben DK in den Hydraulikkammer KA1 erzeugten Flüssigkeitskräfte wirken zum Zwecke der Hubtransformation und der Bewegungsrichtungsumkehr auf einen kleinflächigeren Hubkolben HK, der mit einer gedichtet eingebauten Ventilmadel VN verbunden ist. Die Ventilmadel VN und der Hubkolben HK bilden zusammen den Ventilstößel. Durch Verschiebung des Hubkolbens kann die Ventilmadel VN vom Dichtsitz DS im Ventilkopf VK abgehoben und das Ventil geöffnet werden.

Dies wird durch elektrische Ansteuerung des Piezoaktors P erreicht, dessen Elongation auf den Druckkolben DK übertragen wird und der dadurch in der Hydraulikkammer KA1 einen Überdruck hervorruft.

Überschreiten die durch die Hydraulikflüssigkeit auf den Hubkolben HK übertragenen Kräfte die durch die Schließfeder RF ausgeübte Schließkraft, hebt der Ventilteller vom Ventildichtsitz ab und das Ventil ist geöffnet. Der Kraftstoff fließt über die Kraftstoffzufuhr KRZ zur Einspritzöffnung EO. Zum Beenden des Einspritzvorgangs wird der Piezostack P elektrisch entladen. Durch hydraulische Kräfte wird die Ventilmadel VN daraufhin unterstützt durch die Spiralfeder RF, wieder gegen den Dichtsitz DS gedrückt und das Ventil geschlossen. Die Spiralfeder RF stellt zusätzlich sicher, daß das Ventil im nicht angesteuerten Zustand geschlossen ist. Der in Fig. 1 dargestellte hydraulische Antrieb zeichnet sich durch ein kompaktes Design aus. Die Hubtransformation und die Bewegungsrichtungsumkehr sind auf einfache Weise mit dem adaptiven Toleranzausgleich gekoppelt. Der Hydraulikbereich ist vollständig gekapselt und von dem Kraftstoffkreislauf durch eine gedichtete Ventilstößeldurchführung SD getrennt. Zum Ausgleich kleiner Hydraulikölverluste sollte ein Hydraulikölreservoir in den Antrieb integriert sein. Außerdem ist es zur Unterdrückung von Kavitationseffekten zweckmäßig, die Hydraulikflüssigkeit unter statischen Überdruck zu setzen. Dazu dient der Druckspeicher SP. Zusätzlich muß in dem Bereich des Hubkolbens HK in dem sich die Spiralfeder RF befindet, ein Ausgleichsvolumen KA2 für die vom Hubkolben HK verdrängte Flüssigkeit vorhanden sein.

Der adaptive Toleranzausgleich der den Antrieb unabhängig von Temperatureinflüssen und herstellungsbedingten Toleranzen macht, besteht aus einem zwischen dem Hubkolben HK und der Druckkolbenbohrung vorhandenen Kapillarspalt KS, der einen langsamen Flüssigkeitsaustausch zwischen Hydraulikkammer KA1 und Ausgleichskammer KA2 ermöglicht, so daß sich beispielsweise durch temperaturbedingte Volumenänderungen der Hydraulikflüssigkeit keine statischen Differenzdrücke zwischen diesen beiden Kammern ausbilden können. Der Kapillarspalt (Kanal) KS kann dabei so auf die Viskosität der verwendeten Hydraulikflüssigkeit abgestimmt werden, daß in jedem Fall maximale Öffnungsdauern von bis zu einigen Minuten über den gesamten Arbeitstemperaturbereich gewährleistet sind.

Der Begrenzung des Ventilmadelhubs dienen zwei Anschläge. Der obere Anschlag wird dabei durch den Ventilsitz DS im Ventilkopf VK gebildet. Der untere Anschlag UA der Ventilmadel VN kann, wie in Fig. 1, außerhalb der Hydraulikkammer KA1 gelegen oder, wie in Fig. 2 gezeigt, auch in den Druckkolben DK integriert sein. Die zweite Möglichkeit besitzt den Vorteil, daß der untere Anschlag UA gleichzeitig als Dichtsitz DS ausgeführt sein kann. Bei geöffnetem Ventil wird dadurch das Ausströmen von Hydraulikflüssigkeit aus der Hydraulikkammer KA1 über den Kapillarspalt KS in die Ausgleichskammer KA2 verhindert. Hierdurch läßt sich eine sehr lange Öffnungsdauer realisieren und es besteht ein größerer Spielraum bei der Dimensionierung und Abstimmung von Kapillarspalt KS und Viskosität der Hydraulikflüssigkeit.

Durch den in Fig. 3 gezeigten doppelseitigen Antrieb nach dem Push-Pull-Prinzip, lassen sich Kavitationseffekte wirkungsvoll vermeiden. Die Hydraulikkammer KA1 und die durch den Druckkolben DK, das Gehäuse GH und den Aktor P gebildete Kammer KA3, sind dabei mit derselben Hydraulikflüssigkeit, vorzugsweise einem Öl, vollständig gefüllt, wobei das als Ausgleichskammer KA2 bezeichnete Volumen über Bohrungen

BH mit der unteren Hydraulikkammer KA3 verbunden ist. Da die Auslenkung des Druckkolbens DK bei Ansteuerung des Piezostacks P in der Hydraulikkammer KA1 einen Überdruck und in der Hydraulikkammer KA3 einen Unterdruck erzeugt, erfolgt ein doppelseitiger Antrieb des Hubkolbens HK und der mit diesem verbundenen Ventilmadel VN.

Der Druckkolben DK und der Hubkolben HK bilden zusammen mit den Kammern KA1, KA2 und KA3 zwei mechanisch verbundene Hubtransformatoren, die bei dem in Fig. 3 gezeigten Ausführungsbeispiel, unterschiedliche Transformationsverhältnisse aufweisen. Für einen störungsfreien Betrieb muß daher in einem der hydraulischen Hubtransformatoren, im allgemeinen demjenigen mit dem kleineren Transformationsverhältnis, eine Druckfeder oder insbesondere ein Druckspeicher SP eingebaut werden. Dieser Druckspeicher entspricht darüber hinaus in seiner Funktion dem schon in Fig. 1 vorgestellten Druckspeicher SP, d. h. er soll temperaturbedingte Ausdehnungsvorgänge der Hydraulikflüssigkeit, der mechanischen Einbauten und des Gehäuses GH kompensieren und im Hinblick auf die Minimierung von Kavitationseffekten den internen statischen Überdruck aufrechterhalten. Ein solcher Druckspeicher SP kann durch lokale Verringerung der Gehäusewandstärke in Form einer feder- oder gasdruckbelasteten Membrane, einer Gummibläse oder mit Hilfe eines geschlossenzelligen ölbeständigen und elastischen Schaumstoffs realisiert werden. Druckspeicher sind aus der Literatur hinreichend bekannt. Bei hinreichendem Volumen des Druckspeichers SP kann auf den, in Fig. 3 gezeigten zusätzlichen Druckölschluß auch verzichtet werden.

In Fig. 3 sind die an der Druckkolbenoberseite vorhandenen Vertiefungen mit SK bezeichnet. Diese radial angeordneten Strömungsausgleichskanäle ermöglichen den Flüssigkeitsaustausch zwischen dem, von der Tellerfeder TF und der Druckkolbenoberseite eingeschlossenen Ölvolume und dienen der Vermeidung von Kompressionseffekten. Hierzu kann auch die Tellerfeder TF durchbohrt werden.

Eine besonders vorteilhafte Eigenschaft des Push-Pull-Antriebs ist die Vergrößerung der effektiven Kolbenflächen. Dadurch werden die Druckspitzen verringert und Verlustmechanismen, z. B. durch das Nachgeben des Gehäuses GH oder durch Ausgleichvorgänge aufgrund der Kapillarspalte KS reduziert, womit grundsätzlich die Möglichkeit besteht, den Antrieb weiter zu verkleinern. Vorteile dieses Antriebsprinzips gegenüber dem in Fig. 1 beschriebenen Prinzip sind eine Verbesserung des dynamischen Verhaltens, ein symmetrisches Öffnungs- und Schließverhalten und eine vereinfachte Abdichtung der Druckkammern KA1 und KA2, da nur die Ventilmadel VN als bewegtes Teil nach außen hin abgedichtet werden muß. Aufgrund der im allgemeinen geringen Hübe der Ventilmadel VN kann an dieser Stelle aber auch eine Membranabdichtung eingesetzt werden. Vorteilhaft ist weiterhin die höhere Spannungsfestigkeit durch Öltränkung der Piezokeramik und die effiziente Abführung der anfallenden Verlustwärme durch Einbettung des Aktors in das Hydrauliköl.

Die elektrischen Anschlüsse für den Piezoaktor P werden durch eine druckbeständige elektrische Leitungsdurchführung LD in der Gehäusewand nach außen geführt.

Durch die Verbindung der beiden Hydraulikkammern KA1 und KA2 mittels der einem hohen Strömungswiderstand aufweisenden Kapillarspalte KS1 und KS2 ist

der Toleranzausgleich auf die schon beschriebene Art und Weise in den Antrieb integriert. Zwischen dem Druckkolben DK und Gehäuse GH befindet sich der Kapillarspalt KS1. Zwischen dem Hubkolben HK und der Druckkolbenbohrung liegt der Kapillarspalt KS2, wie dies Fig. 3 zeigt. In diesem Fall kann auf verschleißträchtige Dichtelemente ganz verzichtet werden. Zur Gewährleistung der maximalen Öffnungsdauer über den gesamten Arbeitstemperaturbereich müssen die Spaltgeometrien und die Viskosität der Hydraulikflüssigkeit geeignet dimensioniert und aufeinander abgestimmt werden.

Zusätzlich zum Einbau eines Druckspeichers SP in eine der Hydraulikkammern kann zum Ausgleich temperaturbedingter Volumenänderungen der Hydraulikflüssigkeit zur Kompensation von Leckageverlusten und zur Verhinderung von Kavitation zumindest eine der Hydraulikkammern KA1 oder KA3 über einen hohen Strömungswiderstand mit einem Druckölreservoir verbunden werden. Für die Dimensionierung des hierfür nötigen Strömungswiderstandes gelten die gleichen Kriterien wie für den Toleranzausgleich, d. h. er ist so auf die Viskosität der Hydraulikflüssigkeit abzustimmen, daß die maximalen Öffnungsdauern über den gesamten Arbeitstemperaturbereich hinweg erreicht werden und die Dynamik des Antriebs nicht beeinträchtigt wird. Eine solche Verbindung kann beispielsweise durch eine kleine radiale Gehäusebohrung GB im Bereich der Druckkolbenbohrung, bzw. Druckkolbenauflfläche hergestellt werden. Als Ölreservoir eignet sich der ohnehin vorhandene Motordruckölkreislauf. Es ist auch möglich, das Drucköl mit Hilfe eines kleinen geschlossenen Behälters mit integriertem Druckspeicher oder ähnlichem zu realisieren, wobei ein solcher Behälter auch direkt in das Ventilgehäuse GH integriert werden kann. Besonders vorteilhaft für diese Anwendung sind trägheitsarme Gasdruckspeicher, wie sie hinreichend aus der Fachliteratur bekannt sind.

Für den Toleranzausgleich reicht ein einziger Verbindungskanal BD anstelle der Kapillarspalte KS1 und KS2 zwischen den Hydraulikkammern KA1 bzw. KA3 aus wie dies Fig. 7 zeigt. Es bieten sich verschiedene Möglichkeiten an, den Druckkolben DK oder/und den Hubkolben HK, z. B. mit O-Ringen OR abzudichten (siehe die in den Fig. 4 bis 7 dargestellten Ausführungsbeispiele). Hierdurch findet der Druckausgleich zwischen den Hydraulikkammern KA1 und KA3 verlangsamt statt. Damit besteht ein größerer Dimensionierungsspielraum. Auch die gleichzeitige Abdichtung von Hubkolben HK und Druckkolben DK ist möglich, wenn für den Toleranzausgleich weiterhin über äußere Verbindungsleitungen mit hinreichend hohem Strömungswiderstand ein langsamer Druckausgleich zwischen den Hydraulikkammern KA1 und KA2 gewährleistet ist. Wie Fig. 7 zeigt, kann bei dem gedichteten Einbau der Kolben HK und DK der für den Toleranzausgleich notwendige Druckausgleich auch über eine Druckkolbenbohrung BD, die die Hydraulikkammern KA1 und KA2 miteinander verbindet, realisiert werden. In diesem Fall ist ein einziger Druckölschluß ausreichend. Diese Lösung hat gegenüber den aus den Fig. 3, 4, 5 und 6 ersichtlichen Varianten den Vorteil, daß die Geschwindigkeit des für den Toleranzausgleich notwendigen Flüssigkeitsaustausches zwischen den Hydraulikkammern KA1 und KA3 unabhängig von anderen Einflußfaktoren sehr präzise über den Durchmesser und die Länge der Ausgleichsbohrung BD eingestellt werden kann. Bei dem in Fig. 8 dargestellten Ausführungsbeispiel befindet sich die Aus-

gleichsbohrung BD zusätzlich im Bereich der Druckkolbendicht-, bzw. Druckkolbenlauffläche. Dadurch läßt sich ein extrem hoher Strömungswiderstand erreichen.

Ein exakt doppelt symmetrischer Antrieb der Ventilschleppnadel, wie in Fig. 9 gezeigt, setzt voraus, daß beide hydraulischen Hubtransformatoren dasselbe Übersetzungsverhältnis besitzen. Dies ist bei dem in den Fig. 3 bis 8 gezeigten Ausführungsbeispielen nicht der Fall. Gegenüber dem oberen Hubtransformationsverhältnis (Hydraulikkammer KA1), weist das untere Hubtransformationsverhältnis (Hydraulikkammern KA2 und KA3) aufgrund der kleineren effektiven Druckkolbenfläche und der größeren Hubkolbenfläche das kleinere Transformationsverhältnis auf. Eine Vergrößerung und Angleichung dieses Übersetzungsverhältnisses auf den Wert des oberen Hubtransformationsverhältnisses ist auf die in Fig. 9 gezeigte Art mit einem stufig gestalteten Druckkolben DK möglich. Zur Vermeidung von Kompressionseffekten muß die durch die Druckkolbenstufe und das Gehäuse GH gebildete Kammer KA4 wieder mit einem Druckspeicher SP oder über dem Druckölanschluß ZD mit dem Motordruck verbunden werden. Dieser Druckspeicher SP kann in das Ventillagehäuse GH bzw. in die Kammer KA4 integriert oder auf die in Fig. 9 gezeigte Art, mit Hilfe eines externen Ausgleichbehälters realisiert werden. Bei kleinvolumiger Auslegung des Druckspeichers SP als Druckfeder ist ein zusätzlicher Anschluß zweckmäßig. Bei einem hinreichenden, auf die Lebensdauer des Antriebs ausgelegten Druckspeichervolumen kann der externe Druckölanschluß auch entfallen. Die Dimensionierung des Druckspeichervolumens hängt dabei in erster Linie von der Dichtheit der Ventilstößeldurchführung SD und von den absoluten Kammervolumina KA1, KA2, KA3 und KA4 ab. Durch die identischen Transformationsverhältnisse kann der interne, in einer der Hydraulikkammern sonst unverzichtbare Druckspeicher SP entfallen.

Bei dem vorgestellten hydraulischen Antrieb kann auch Kraftstoff als Hydraulikummedium verwendet werden. Dadurch sind wesentliche Vereinfachungen im Aufbau, z. B. bei der Ventilstößeldurchführung SD möglich. Mit zunehmendem Dampfdruck bzw. abnehmendem Siedepunkt des Kraftstoffs oder der in diesem enthaltenen Kohlenwasserstoffverbindungen, muß der statische Betriebsinnendruck des Antriebs entsprechend erhöht werden.

Zusätzliche Variationen die bei den vorgestellten Ausführungsbeispielen anwendbar sind, bestehen in dem Ersatz der O-Ringdichtungen durch Membrandichtungen und in der konvexen Ausführung der Kolben. Durch die letztgenannte Maßnahme können die Anforderungen an die Axialsymmetrie und die Zentrität des Aufbaus gesenkt werden.

Die Anwendung der Vorrichtung beschränkt sich nicht auf das im vorigen beschriebene Beispiel des Einspritzventils, sondern ist allgemein für den Einsatz als Zumeßvorrichtung für Fluide geeignet.

Patentansprüche

1. Zumeßvorrichtung für Fluide, umfassend:

- 1.1 ein eine Zumeßöffnung (EO) und einen Fluidzufluß aufweisendes Gehäuse (GH),
- 1.2 einen auf eine Schließeinrichtung (VN) und ein erstes Federelement (RF) wirkenden Hubkolben (HK),
- 1.3 eine auf einen Druckkolben (DK) wirkende Antriebseinheit (P), wobei der Druckkolben in

einer Gehäusebohrung verschiebbar angeordnet ist,

1.4 eine durch den Druckkolben (DK) und die Gehäusebohrung gebildete erste Kammer (KA1),

1.5 eine durch eine Druckkolbenbohrung und den in der Druckkolbenbohrung verschiebbar angeordneten Hubkolben (HK) gebildete zweite Kammer (KA2), wobei die erste und die zweite Kammer (KA1, KA2) mit einer unter Druck stehenden Hydraulikflüssigkeit gefüllt sind und

1.6 ein druckspeicherndes Element.

2. Zumeßvorrichtung nach Anspruch 1, mit einem durch eine Feder (TF) unter einer mechanischen Vorspannung gehaltenen piezoelektrischen, magneto- oder elektrostriktiven Aktor als Antriebselement (P).

3. Zumeßvorrichtung nach Anspruch 1 oder Anspruch 2, deren Antriebselement (P) hermetisch von der ersten Kammer (KA1) und von der zweiten Kammer (KA2) getrennt ist.

4. Zumeßvorrichtung nach Anspruch 1 oder Anspruch 2, die eine durch das Antriebselement (P), das Gehäuse (GH) und den Druckkolben (DK) gebildete dritte Kammer (KA3) aufweist, die über wenigstens einen Kanal (BH) mit der zweiten Kammer (KA2) verbunden und mit Hydraulikflüssigkeit gefüllt ist und wobei die erste Kammer (KA1) und die zweite Kammer (KA2) in Verbindung mit der dritten Kammer (KA3) bei Arbeitsbewegungen des Druckkolbens (DK) gegensätzliche Drücke aufweisen.

5. Zumeßvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, deren Kammern über ein Drossel-Kanalsystem so miteinander verbunden sind, daß sich eine driftartige Verschiebung des Druckkolbens (DK) nicht auf die Stellung des Hubkolbens (HK) auswirkt.

6. Zumeßvorrichtung nach Anspruch 5, deren Drossel-Kanalsystem eine Dichtung (OR) zwischen dem Druckkolben (DK) und dem Gehäuse (GH) und einen Kapillarspalt (KS) zwischen dem Hubkolben (HK) und dem Druckkolben (DK) aufweist.

7. Zumeßvorrichtung nach Anspruch 4 und Anspruch 5, deren Drossel-Kanalsystem einen ersten Kapillarspalt (KS1) zwischen dem Druckkolben (DK) und dem Gehäuse (GH) und einen zweiten Kapillarspalt (KS2) zwischen dem Hubkolben (HK) und dem Druckkolben (DK) aufweist.

8. Zumeßvorrichtung nach Anspruch 4 und Anspruch 5, dessen Drossel-Kanalsystem eine Dichtung (OR) zwischen dem Druckkolben (DK) und dem Hubkolben (HK) und einen Kapillarspalt (KS) zwischen dem Druckkolben (DK) und dem Gehäuse (GH) aufweist.

9. Zumeßvorrichtung nach Anspruch 4 und Anspruch 5,

9.1 deren zweite Kammer (KA2) mittels einer ersten Dichtung (OR1) von der ersten Kammer (KA1) hermetisch getrennt ist,

9.2 deren dritte Kammer (KA3) mittels einer zweiten Dichtung (OR2) von der ersten Kammer (KA1) hermetisch getrennt ist, und

9.3 die oberhalb der ersten Dichtung (OR1) in der Wandung des Druckkolbens (DK) einen Kanal (BD) aufweist.

10. Zumeßvorrichtung nach einem der Ansprüche 1

bis 9, die wenigstens einen Kanal (SK) aufweist, der die durch die Feder (TF) gebildete Hydraulikflüssigkeits-Strömungsbarriere aufhebt.

11. Zumeßvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, deren Antriebseinheit (P) sich an einem, kleinen angularen Fehler aufnehmendem Ausgleichslager (LA) abstützt.

12. Zumeßvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 11, wobei die maximale Hubbewegung des Hubkolbens (HK) durch einen mechanischen Anschlag in der Kammer (KA2) begrenzt ist.

13. Zumeßvorrichtung nach Anspruch 4, dessen für die Hubtransformation wirksames Verhältnis der Oberfläche des Druckkolbens (DK) zur Oberfläche des Hubkolbens (HK), die der ersten Kammer (KA1) zugewandt sind, gleich groß ist wie das für die Hubtransformation wirksame Verhältnis der Oberfläche des Druckkolbens (DK) zur Oberfläche des Hubkolbens (HK) die der zweiten Kammer (KA2) und der dritten Kammer (KA3) zugewandt sind.

14. Zumeßvorrichtung nach Anspruch 4, dessen für die Hubtransformation wirksames Verhältnis der Oberfläche des Druckkolbens (DK) zur Oberfläche des Hubkolbens (HK), die der ersten Kammer (KA1) zugewandt sind, nicht genauso groß ist wie das für die Hubtransformation wirksame Verhältnis der Oberfläche des Druckkolbens (DK) zur Oberfläche des Hubkolbens (HK) die der zweiten Kammer (KA2) und der dritten Kammer (KA3) zugewandt sind und sich in der dritten Kammer (KA3) ein druckspeicherndes Element befindet.

Hierzu 9 Seite(n) Zeichnungen

35

40

45

50

55

60

65

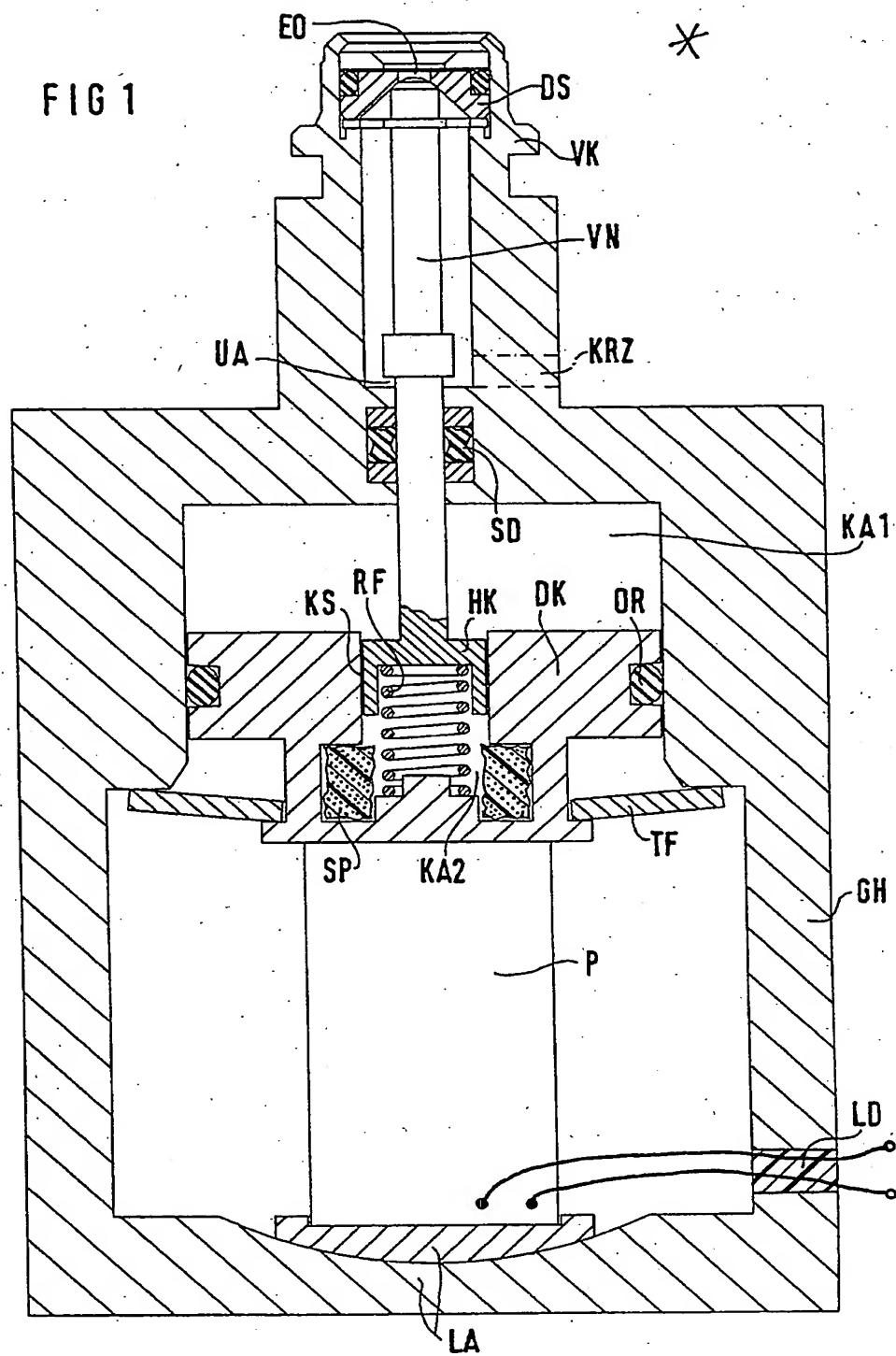


FIG 2

